

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Optimalizace teploty pracovní kapaliny lisu 500 t, vodní strana

Optimization of the working fluid temperature of the press 500 t,
water side

Student: Petr Bujnoch

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Bujnoch**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Optimalizace teploty pracovní kapaliny lisu 500t, vodní strana**
Optimization of the Working Fluid Temperature of the Press 500t, Water Side

Zásady pro vypracování:

1. Proved'te popis hydraulického systému vodního okruhu lisu 500 t.
2. Proved'te analýzu současného stavu obvodu s ohledem na vývin tepelné energie, stanovte tlakové ztráty v jednotlivých uzlech systému.
3. Proved'te optimalizaci soustavy vzhledem k tepelným ztrátám vzniklým při pracovním procesu tlakového zkoušení spirálových trubek.
4. Zpracujte nové schéma uspořádání prvků v hydraulickém obvodu, proved'te specifikaci prvků, případně další úpravy zpracujte v podobě výkresové dokumentace.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1994, 150 s., 1. vydání. ISBN 80-7078-238-2.
2. SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1990, 336 s., 1. vydání. ISBN 80-7078-037-1.
3. PIVONKA, J. a kolektiv. *Příručka hydraulických pohonů*. SNTL Praha, 1969.
4. NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s., 1. vydání, ISBN 80-7078-297-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph.D.**

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Marian Bojko, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



Kozubková

doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

Farana

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo,
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce : Petr Bujnoch

Adresa trvalého pobytu autora práce : Lumírova 523/28, Ostrava – Výškovice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Bujnoch, P. *Optimalizace teploty pracovní kapaliny lisu 500 t, vodní strana*, Ostrava: katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010. 49 s. Bakalářská práce, vedoucí: Stonawski, Erik.

Bakalářská práce je zaměřena na optimalizaci teploty pracovní kapaliny lisu 500 t., vodní strana, jejíž hydraulický agregát je instalován v ArcelorMittal Tubular Products Ostrava. V úvodu jsou shrnuty požadavky na zlepšení kvality výroby trubek, v kapitole č. 1 je popsána technologie zkoušky tlakování vodou spirálově svařených trubek a v kapitole č. 2 je popsán nevyhovující stav současného hydraulického agregátu. Kapitola č. 3 se zabývá úpravou tepelného toku, snížením průtoku a pracovního tlaku. V kapitole č. 4 je řešena optimalizace teploty přerušovaným chodem hydrogenerátoru pomocí akumulátoru a tlakového spínače. Kapitola č. 5 řeší problematiku úpravy tepelného toku zabudováním chladiče. Závěrečná kapitola č. 6 pojednává o porovnávání navrhovaných řešení, kde výsledkem práce je energeticky optimalizovaný systém, který vykazuje podstatně nižší ztráty.

ANNOTATION BACCALAURETE'S WORK

Bujnoch, P. *Optimization of the working fluid temperature of the press 500 t, water side*, Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, Faculty of Mechanical Engineering VŠB-Technical University of Ostrava, 2010. 49 p. Baccalauréate's work, head: Stonawski, Erik.

The bachelor thesis is aimed at optimalization of working fluid temperature of 500t., pressing machine, aquatic side, which hydraulic aggregate is installed in AcelorMittal Tubular products Ostrava. In the introduction are summarized requests of welded tubes quality improvement, chapter no. 1 describes technology of the watter pressing test of spirally welded tubes, chaper no. 2 describes substandard status of present hydraulic aggregate, chapter no. 3 describes chagement of heat flux by working pressure and flow decreasing. In chapter no. 4 is solved temperature optimalization of pump intermittent operation by battery and pressure switch. Chapter no. 5 solves the thretment problem of heat flow by cooler incoporation. Final chapter no. 6 discusses about proposed solution comparision, where final solution is energy optimized system, which shows significantly lower losses .

Obsah bakalářské práce

Použité veličiny a jednotky

Úvod	- 11 -
1 Popis lisu 500 t	- 12 -
1.1 Technický popis lisu	- 12 -
1.2 Postup zkoušení trubky na lisu.....	- 13 -
1.3 Popis vyhodnocení tlakové zkoušky	- 14 -
2 Přehled současného stavu řešené problematiky	- 15 -
2.1 Rozbor současné problematiky	- 15 -
2.1.1 Hydraulické schéma obvodu	- 16 -
2.1.2 Zubový hydrogenerátor	- 16 -
2.1.3 Výpočet pracovního tlaku	- 18 -
2.2 Ztrátový výkon současné hydraulické soustavy	- 19 -
2.2.1 Režim lisu 500 t	- 20 -
2.2.2 Tepelný tok současné hydraulické soustavy	- 20 -
2.2.3 Ekvivalentní příkon	- 21 -
2.2.4 Teplosměnná plocha nádrže	- 21 -
2.2.5 Konečná teplota nádrže	- 23 -
2.2.6 Oteplovací křivka	- 24 -
2.3 Závěr pro současný stav	- 26 -
3 Úprava tepelného toku	- 26 -
3.1 Vybudování redukčního ventilu	- 26 -
3.2 Úprava dekompresního ventilu	- 27 -
3.3 Ztrátový výkon hydraulické soustavy po úpravě	- 28 -
3.3.1 Ekvivalentní příkon	- 28 -
3.3.2 Konečná teplota nádrže	- 28 -
3.3.3 Oteplovací křivka	- 28 -
3.4 Závěr technického řešení volbou úpravy tlaku a objemového průtoku.....	- 30 -
4 Akumulátor	- 30 -
4.1 Využití akumulované energie	- 30 -
4.2 Stavová změna	- 30 -
4.3 Určení stavové změny	- 31 -
4.4 Výpočty pro stanovení velikosti akumulátoru	- 31 -
4.4.1 Výpočty užitečných objemů.....	- 32 -
4.4.2 Výpočty celkového objemu akumulátoru	- 33 -
4.4.3 Stanovení velikosti akumulátoru	- 34 -
4.4.4 Určení akumulátoru	- 34 -
4.5 Software Accumulator Simulation.....	- 35 -
4.5.1 Diagram p-V	- 35 -
4.5.2 Diagram t-T.....	- 36 -
4.5.3 Diagram t-V	- 37 -
4.6 Bezpečnostní a uzavírací blok.....	- 37 -
4.7 Závěr technického řešení volbou plynového akumulátoru.....	- 39 -
5 Chladič.....	- 39 -
5.1 Popis a využití chladiče.....	- 39 -

5.2	Závislost viskozity na tlaku a teplotě	- 40 -
5.2.1	Výpočet pro určení chladiče	- 41 -
5.2.2	Diagram měrného chladicího výkonu	- 42 -
5.2.3	Určení chladiče	- 42 -
5.2.4	Diagram tlakové ztráty	- 43 -
5.2.5	Software Calculation Program for Air/Oil Coolers.....	- 44 -
5.3	Závěr technického řešení volbou vzduchového chladiče	- 45 -
6	Závěr	- 46 -
7	Použitá literatura	- 48 -
8	Seznam příloh	- 49 -

Použité veličiny a jednotky

Značka :	Název :	Rozměr :
a	šířka	[m]
b	délka	[m]
C	měrná tepelná kapacita	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	průměr	[m]
d	průměr	[m]
h	výška	[m]
k _n	součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
l	délka	[m]
	zdvih	[m]
m	hmotnost	[kg]
n	otáčky	[s ⁻¹]
	polytropický exponent	[1]
n _n	jmenovité otáčky	[s ⁻¹]
n _{max}	maximální otáčky	[s ⁻¹]
n _{min}	minimální otáčky	[s ⁻¹]
p	tlak	[MPa]
p _{max}	maximální tlak	[MPa]
p _{min}	minimální tlak	[MPa]
p _n	trvalý tlak	[MPa]
Δp	tlakový spád	[MPa]
P	výkon	[W]
P _e	ekvivalentní příkon	[W]
P _{max}	maximální příkon	[W]
P _z	ztrátový výkon	[W]
q _{chl}	měrný chladicí výkon	[KW.°C ⁻¹]
Q _v	objemový průtok	[W]
S	plocha	[m ²]
S _n	teplosměnná plocha	[m ²]
t	teplota	[°C]
t ₀	počáteční teplota	[°C]
Δt	rozdíl teplot	[°C]
T	oteplovací časová konstanta	[s]

V	objem	$[m^3]$
V_n	objem nádrže	$[m^3]$
V_R	rezervní objem	$[m^3]$
V_0	celkový objem	$[m^3]$
x	souřadnice, poloha	$[m]$
y	souřadnice, poloha	$[m]$
z	souřadnice, poloha	$[m]$
ϕ	tepelný tok	$[W]$
ϕ_{chl}	chladicí výkon	$[W]$
ϕ_n	tepelný tok nádrže	$[W]$
η	účinnost	$[1]$
	dynamická viskozita	$[Pa.s]$
π	Ludlfovo číslo ($\pi=3,14159$)	
τ	čas	$[s]$
κ	izoentropický exponent	$[1]$
ν	kinematická viskozita	$[mm^2.s^{-1}]$
ρ	hustota	$[kg.m^{-3}]$

Úvod

ArcelorMittal Tubular Products Ostrava a.s. se stále více orientuje na poskytování co nejvyšší kvality výrobků zákazníkům. Proto se snaží maximálně podporovat veškerou iniciativu o zkvalitnění celého průběhu výroby, od kvality vstupních surovin až po finální výrobek. Zároveň se snaží zavádět nové technologie, které nám umožňují obstát vůči tvrdé konkurenci, zejména v současné době ekonomické krize.

Kvalita materiálu a svarů spirálových svařovaných trubek je zkoušena vysokým vnitřním přetlakem vody a za pomoci softwaru jsou vyhodnoceny případné výrobní vady. Jedním z úkolů jak přispět k rozšíření sortimentu výrobků na provozu 153 – Svařovna trub je navýšení osově síly pro LIS 500 t. V praxi to znamená zvýšit zkušební tlak vody a tím získat možnost zařadit do výrobního programu trubky podléhající přísnějším normám.

V současné době jsou trubky zkoušeny tlakem vody 15 MPa a požadavkem kontroly jakosti je tlakování trubek až na 20 MPa. Při zvýšení zkušebního tlaku vody však dochází k otevření dekompresního ventilu a úniku vody, což má za následek ukončení zkoušky a její neplatnost. Dekompresní ventil ovládá hydraulický agregát s provozním tlakem 5 MPa. Aby k otevření dekompresního ventilu nedocházelo, bylo nutné zvýšit provozní tlak agregátu až na 6,5 MPa, což vedlo k výraznému zvýšení pracovní teploty hydraulického oleje.

Cílem této práce je optimalizovat teplotu pracovní kapaliny v hydraulickém agregátu pro ovládání vodní strany LISU 500 t. Nedílnou součástí této optimalizace je i navržení nutné konstrukční úpravy dekompresního ventilu s cílem minimalizovat pracovní tlak hydraulického agregátu potřebný k zajištění správné a spolehlivé funkce tohoto ventilu.

1 Popis lisu 500 t

1.1 Technický popis lisu

Na vozíku je nahazovací a vyhazovací rameno, které pohání ozubené kolo, pastorek, ozubená tyč a hydraulický válec. Válec je opatřen hydraulickým zámkem, jenž slouží k uzavření kapaliny, tak aby pístnice zůstala v poloze „uzamčena“ libovolně dlouhou dobu, a tím umožní ponechat rameno v jakékoliv poloze. Na koncové části ramen se nachází kladničky, které se upraví na velikost podle průměru zkoušené trubky. Kladky, podobající se válečkům, stavitelným do výšky pomocí klínů, podepírají drážkové hřídele. Středící vozíky jsou pak spojeny táhly s vozíkem. Táhlou slouží k posouvání trubky, sevřené rameny. Do drážek čela na pevné straně a zároveň je vytahují z drážek ven. Současně táhlou posouvají vozíky do 1/3 délky zkoušené trubky. Hydraulický tlakový olej je přes tlakové hadice přiváděn po řetězu a po zemi do vozíků.

Podpěrný vozík, skládající se ze dvou kladek totožných s kladkami středících vozíků, slouží k podepírání drážkových táhel. Vozík je vždy posunut ke středu táhel. Drážkové hřídele sestávají ze tří částí. Dvě hřídele jsou opatřeny drážkami a jedna je hladká, opatřená na konci závitem.

Drážkové hřídele jsou volně podepřeny na dvou stojanech, přičemž stojan je zalitý betonem po celé délce, kotvený čtyřmi základovými šrouby.



Obr. 1.1.1 lis 500 t

1.2 Postup zkoušení trubky na lisu

Podpěrné vozíky jsou nastaveny do příslušných poloh vzhledem k délce trubky. Vozík je nastaven do středu zkoušené trubky, další dva vozíky jsou umístěny do poloviny mezi prostředním vozíkem a pevnou i pohyblivou část lisu. Všechny tyto vozíky jsou posouvány pomocí táhel vpřed i vzad. Táhla jsou zajišťována pomocí dvou hydraulických válců do pojízdného vozíku. Ten je zaklínován dvěma klíny, uloženými na vertikální straně rámu, do nejbližší drážky táhel. Vzdálenost trubky a hlavy vozíku nesmí být větší než 500 mm.

Klíny jsou ovládány hydraulickými válci a jejich horní a dolní poloha je blokována koncovými vypínači, aby se při zkoušení trubky nedaly odklínovat. Trubky jsou nahazovány a vyhazovány pomocí pák a dále jsou pak sevřeny do osy vozíků. V sevření je dále posunována hydraulickými válci uloženými na spodku vozíku. Po zajištění táhel posune hydraulický válec podpěrné vozíky a přesune trubku do drážky pevné hlavy.

Dalším krokem je ruční spuštění nízkotlakého olejového čerpadla, dodávajícího olej do válce o průměru 655 mm. Posune se pohyblivá hlava a je sevřena trubka, do které je pod nízkým tlakem čerpána voda. Dle průměru trubky jsou v pořadí spouštěna jedno nebo dvě vodárenská čerpadla. Do průměru 530 mm stačí spustit pouze jedno čerpadlo. Další operace již probíhají automaticky.

Vzduch z trubky uniká do atmosféry přes odvzdušňovací ventil, zabudovaný na pevné straně lisu. Naplněním trubky nízkotlakou vodou se uzavře odvzdušňovací ventil a zvedne se hřídelka ventilu. Ta narazí na koncový spínač, který zastaví čerpadlo s nízkým tlakem a s předstihem spustí vysokotlaké čerpadlo. Horní tlakový ventil zůstává otevřený, aby mohla voda téci volně zpět do nádrže, přičemž druhý ventil zůstává zavřený. Při spuštění vysokotlakého čerpadla se uzavře přívod nízkotlaké vody v plnicím ventilu. Následně je uzavřen horní tlakový ventil a s malým zpožděním se otevře tlakový ventil blízko plnicího. Vysokotlaká voda začne plnit trubky. Před započítáním celé operace je na manometru nastaven tzv. zkoušecí tlak. Po dosažení nastaveného tlaku je vypnut kontaktním manometrem motor vysokotlakého čerpadla, jako první se otevře dekompresní a následovně horní tlakový ventil, zároveň je vypnuta elektronická část pravé strany lisu.

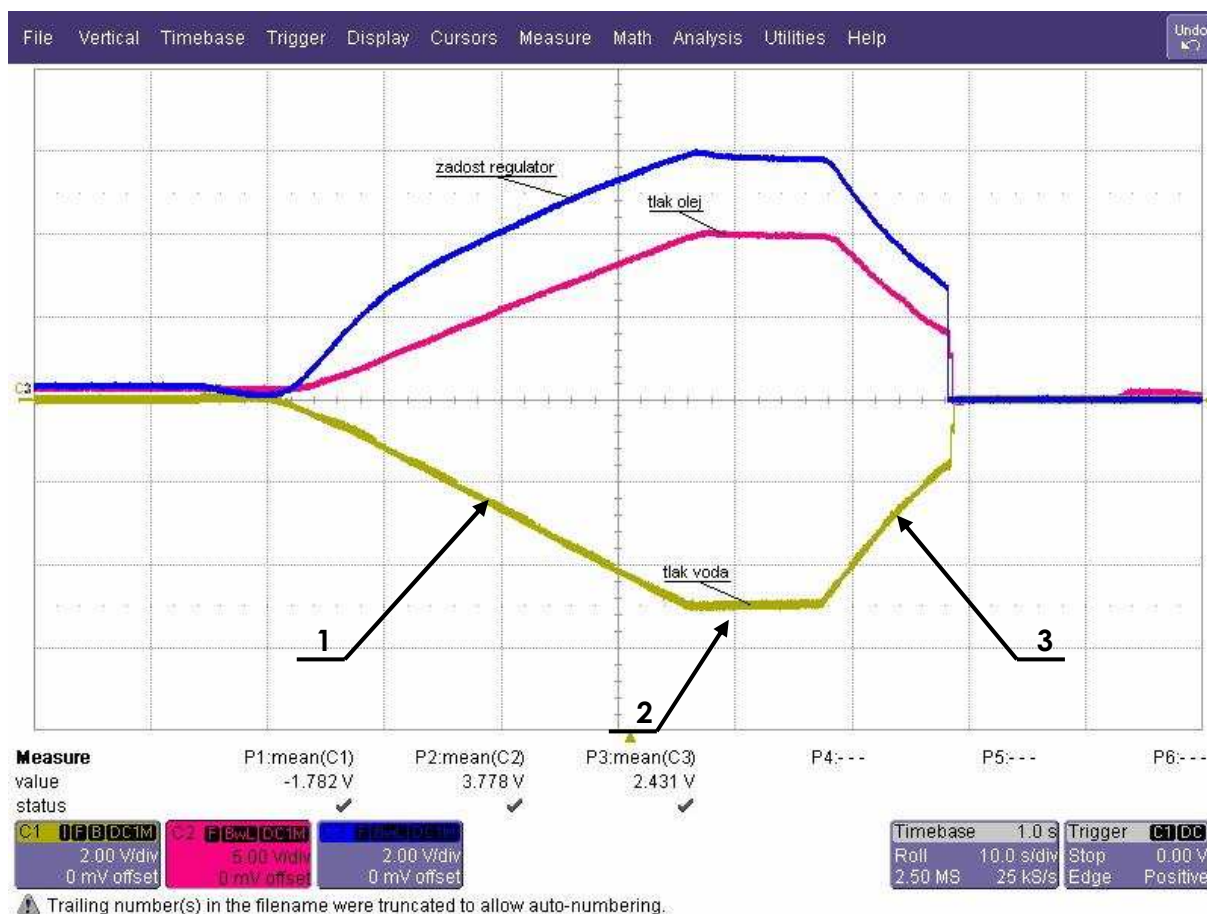
Tlaková voda teče do vodní nádrže a manuálně spustíme tok oleje do vratných válců a ty nám vrátí pohyblivou hlavu do původní polohy. Trubka je vyhozena z vozíku po vytáhnutí z drážky pevné hlavy.

1.3 Popis vyhodnocení tlakové zkoušky

Nastavení hodnot je prováděno přes operační panel. Obsluha musí nastavit následující parametry:

- číslo trubky,
- zkušební tlak vody,
- doba tlakování,
- vnitřní průměr trubky.

Celý cyklus tlakové zkoušky spirálové trubky je řízen počítačem, který vyhodnocuje případné vady. Systém pracuje na vyhodnocení poklesu tlaku vody viz obr. 1.1.2. Je-li trubka odtlakovaná správně, je na operačním panelu vypsáno příslušné hlášení a data jsou uložena v PC. Pokud je zkouška neúspěšná, je obsluha dotázána, zdali chce zkoušku opakovat. Jestliže ano, data se neukládají a je možné spustit nový cyklus tlakování.



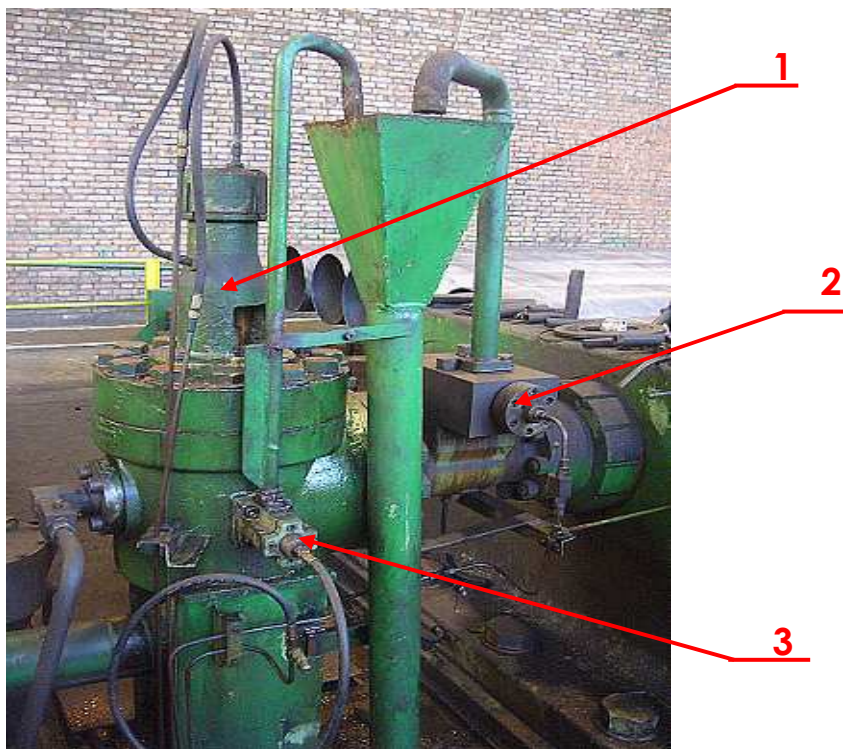
Obr. č. 1.1.2 Průběh tlakové zkoušky

1 – plnění zkoušené trubky, otevření plnicí a odvzdušňovací ventil, 2 – tlaková zkouška, ventily pro ovládání vody uzavřeny, 3 – odtlakování trubky, otevření dekompresního ventilu

2 Přehled současného stavu řešené problematiky

2.1 Rozbor současné problematiky

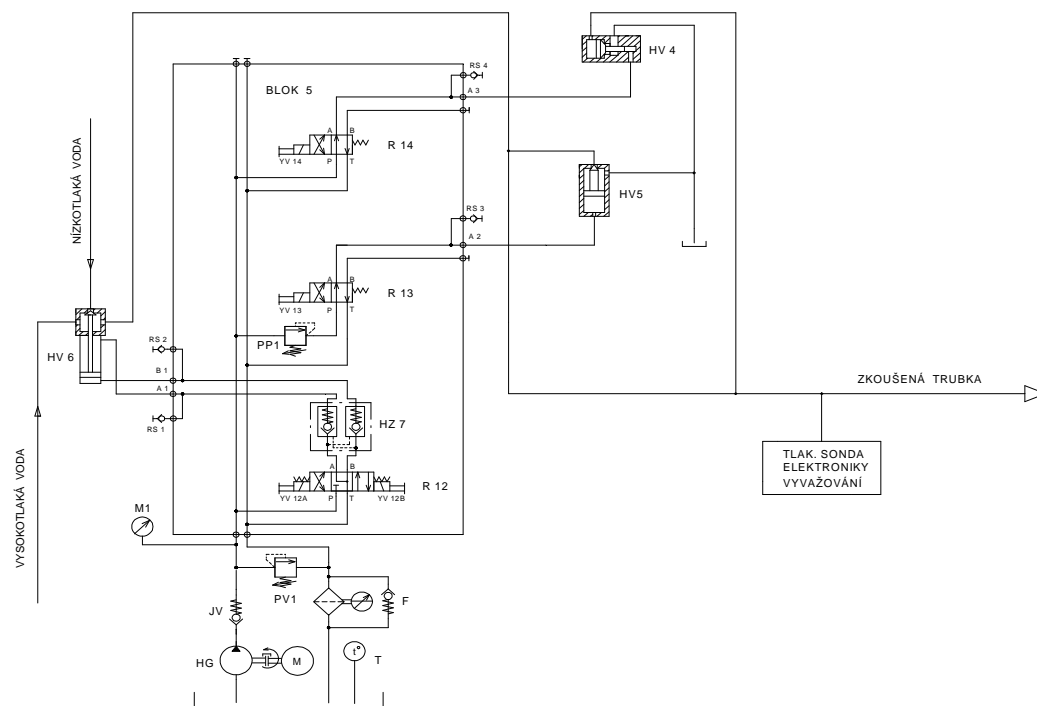
V systému je použit hydraulický olej OHHM-46. Během celé bakalářské práce je počítáno s nejvyšší možnou teplotou vzduchu v tovární hale, a to 40 °C. Během 30 let prošel lis 500 t mnohými úpravami, proto je nutno spočítat pracovní tlak oleje, který zaručí správný chod zařízení. Tlak v hydraulickém agregátu musí být nastaven podle dekompresního ventilu, který jako jediný je závislý na tlaku oleje v obvodu, a to poměrem ploch. Plnicí a odvzdušňovací ventil jsou konstrukčně řešeny tak, aby tlak vody sedla ventilů uzavíral, tudíž nejsou závislé na pracovním tlaku oleje.



Obr. 2.1.1 Ovládání vodní strany lisu

1 – plnicí ventil, 2 – odvzdušňovací ventil, 3 – dekompresní ventil

2.1.1 Hydraulické schéma obvodu



Obr. 2.1.2 Hydraulické schéma obvodu

2.1.2 Zubový hydrogenerátor

V hydraulickém agregátu je zabudován zubový hydrogenerátor od firmy Jihostroj UD 25 A. Zubové hydrogenerátory řady UD zástavbové a rozsahem geometrického objemu vycházejí z osvědčené řady UC. Příruba a víko těchto hydrogenerátorů jsou vyrobeny z šedé litiny a těleso z hliníkové slitiny. Hydrogenerátory jsou spojeny čtyřmi průchozími šrouby z vysokopevnostní oceli. Jsou vybaveny tlakovou hydraulickou kompenzací axiální vůle, která je provedena tvarovým těsněním přímo v ložiskových čelech.

Hydrogenerátory řady UD oproti předchozímu provedení UC mají vylepšené parametry hluku, maximálního tlaku a průtokové účinnosti v celém rozsahu otáček při zachování příznivé ceny. Řada UD má možnost širokého rozsahu geometrických objemů $V_g = 5 - 40 \text{ cm}^3$ při dosažení maximálních pracovních tlaků až 30 MPa. Jsou vyráběny v jednosměrném a v násobném provedení.

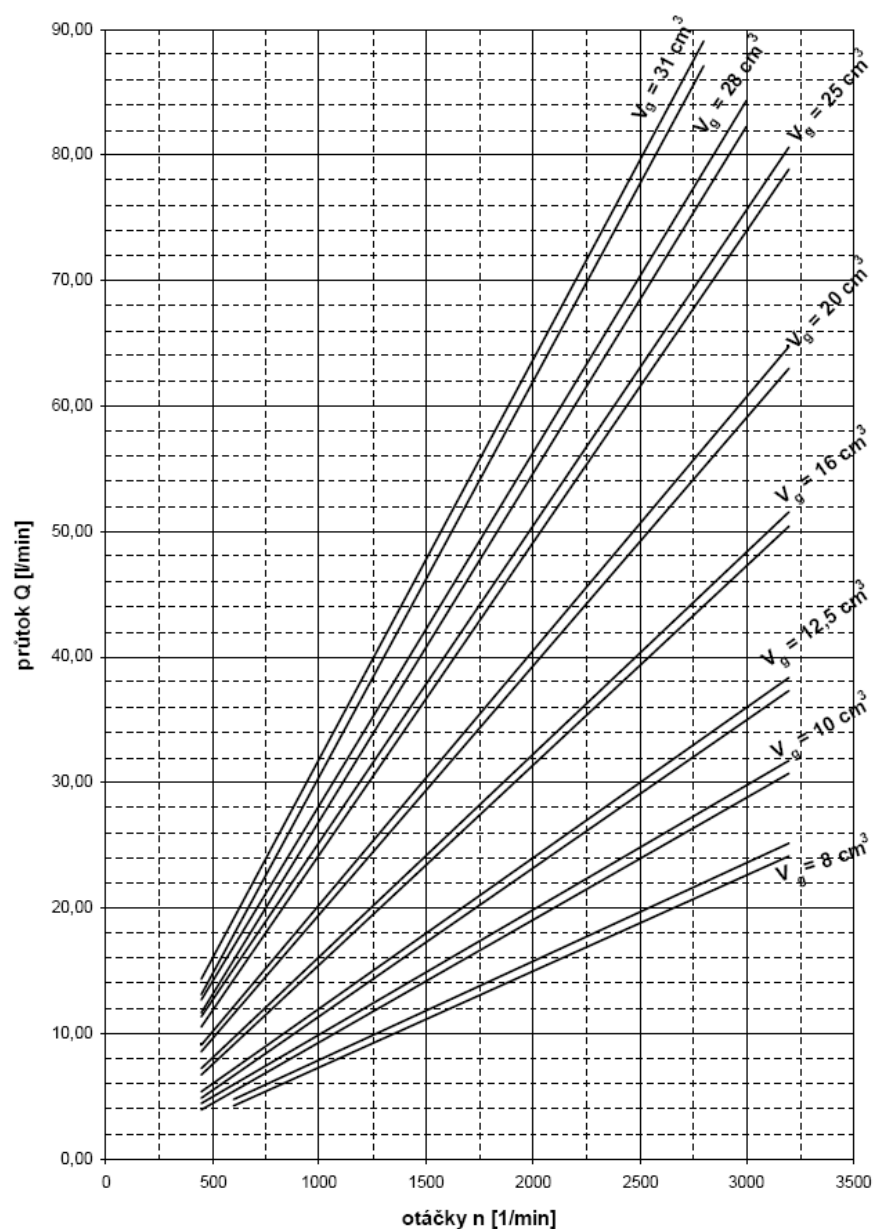


Obr. 2.1.3 Zubový hydrogenerátor řady UD

Zubové převodníky, zejména hydrogenerátory, jsou v dnešní době nejrozšířenějším druhem hydrostatických převodníků. Jsou to typické hydrogenerátory neregulační, tj. s neměnným geometrickým objemem v tomto případě $V_g = 25 \text{ cm}^3$. Nevýhodou těchto převodníků je, že dochází k přeměně tlakové energie v tepelnou.

Tabulka 2.1.1 Parametry zubového hydrogenerátoru UD-25,0

Parametry jmenovité velikosti	Označení	Jednotky	UD-25,0
Jmenovitý geometrický objem	V_g	$[\text{cm}^3]$	$2,5 \cdot 10^{-5}$
Otáčky jmenovité	n_n	$[\text{s}^{-1}]$	25
Otáčky minimální	n_{\min}	$[\text{s}^{-1}]$	0,6
Otáčky maximální	n_{\max}	$[\text{s}^{-1}]$	53,3
Tlak na vstupu maximální	$p_{1\max}$	$[\text{MPa}]$	0,05
Tlak na vstupu minimální	$p_{1\min}$	$[\text{MPa}]$	-0,03
Tlak na výstupu trvalý	p_{2n}	$[\text{MPa}]$	20
Tlak na výstupu maximální	$p_{2\max}$	$[\text{MPa}]$	26
Tlak na výstupu špičkový	p_3	$[\text{MPa}]$	28
Jmenovitý výstupní průtok (min) při n_n a p_{2n}	Q_v	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	$5,85 \cdot 10^{-4}$
Maximální výstupní průtok (min) při n_{\max} a $p_{2\max}$	$Q_{v\max}$	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	$1,34 \cdot 10^{-3}$
Maximální příkon při n_{\max} a $p_{2\max}$	P_{\max}	$[\text{KW}]$	41,53
Hmotnost	m	$[\text{kg}]$	5,85



Obr. č. 2.1.4 Průtokové a výkonové charakteristiky hydrogenerátorů Jihostroj

2.1.3 Výpočet pracovního tlaku

Pro výpočet pracovního tlaku oleje se musí vycházet z maximálního pracovního tlaku vody $p_{voda} = 20 \text{ MPa}$, průměru sedla dekompresního ventilu $d_{voda} = 20 \text{ mm}$ a průměru pístu v dekompresním ventilu $d_{olej} = 36 \text{ mm}$. Pokud bude platit, že $S_{voda} \cdot p_{voda} > S_{olej} \cdot p_{olej}$, pracovní tlak vody otevře dekompresní ventil, a tím dojde k snížení zkušebního tlaku vody a požadovaná zkouška nebude provedena.

$$S_{voda} = \frac{\pi \cdot d_{voda}^2}{4} = 3,142 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (2.1.1)$$

$$S_{olej} = \frac{\pi \cdot d_{olej}^2}{4} = 10,19 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (2.1.2)$$

následně

$$p_{olej} = \frac{S_{voda} \cdot p_{voda}}{S_{olej}} = 6,2 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 6,2 \text{ MPa} \quad (2.1.3)$$

2.2 Ztrátový výkon současné hydraulické soustavy

V řešeném případě dochází k přeměně tlakové energie v tepelnou přepouštěním tlaku (degradaci) oleje přes pojistný ventil p_{vp} , který musí být seřízen minimálně na pracovní tlak $p_1 = p_{vp} = 6,5 \text{ MPa}$. Pro výpočet skutečného objemového průtoku Q_{V25} je třeba počítat s otáčkami elektromotoru $n = 1100 \text{ min}^{-1}$ a účinností hydrogenerátoru $\eta_G = 0,90$ (zvoleno podle literatury Jihlavan Jihlava).

Skutečný objemový průtok hydrogenerátoru UD 25 A

$$Q_{V25} = V_g \cdot n \cdot \eta_G = 2,47 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 4,13 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.1.4)$$

Z objemového průtoku Q_{V25} a nastaveného pracovního tlaku na pojistném ventilu p_{vp} se vypočítá ztrátový výkon P_{ZVP} .

$$P_{ZVP} = p_{pv} \cdot Q_v = 6,5 \cdot 10^6 \cdot 4,13 \cdot 10^{-4} = 2685 \text{ W} = 2,69 \text{ KW} \quad (2.1.5)$$

Odvzdušňovací ventil je konstrukčně navržen pro tlak $p_2 = 2,5 \text{ MPa}$, tzn., že tlak pro tento ventil je nastaven redukčním ventilem, který má také vliv na ohřev pracovní kapaliny.

$$\Delta p_Z = p_1 - p_2 = 6,5 \cdot 10^6 - 2,5 \cdot 10^6 = 4 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$P_{ZVR} = \Delta p_Z \cdot Q_v = 4 \cdot 10^6 \cdot 4,35 \cdot 10^{-4} = 1652 \text{ W} = 1,65 \text{ KW} \quad (2.1.6)$$

Vzhledem k tomu, že redukční ventil má ztrátový výkon pouze tehdy, když je mimo funkci, což časově odpovídá 1/10 celkového času, bude tedy skutečný tepelný výkon $0,165 \text{ KW}$.

Celkový ztrátový výkon P_Z tedy bude součet ztrátových výkonů vlivem pojistného a

redukčního ventilu.

$$P_Z = P_{ZVP} + P_{ZVR} = 2,69 + 0,165 = 2,855 \text{ KW} \quad (2.1.7)$$

2.2.1 Režim lisu 500 t

Stroj je z hlediska režimu ovládání rozdělen na dvě části:

Periferní zařízení - jsou to vyhazovače, zadržovače, nahazovače, klínování a pojezd pohyblivé hlavy. Tato zařízení jsou ovládána ručně tlačítky na ovládacím panelu.

Zařízení pro tlakování - plunžr, čerpadla, ventily pro plnění, odvzdušnění a dekompresi, vyvažování a další. Tato zařízení mohou pracovat ručně nebo automaticky.

Název	Nahazovač	Plunžr k trubce	Plnění trubky	Tlakování trubky	Odlehčení	Vyhazovač
NT čerpadlo olejové						
VT čerpadlo olejové	390 s					
NT čerpadlo vodní						
VT čerpadlo vodní						
Hydr.agregát vodní strana	165 s					
Plnicí ventil		150 s				
Odvzdušňovací ventil						
Dekompresní ventil						
Čas [s]	75	15	135	10	5	150

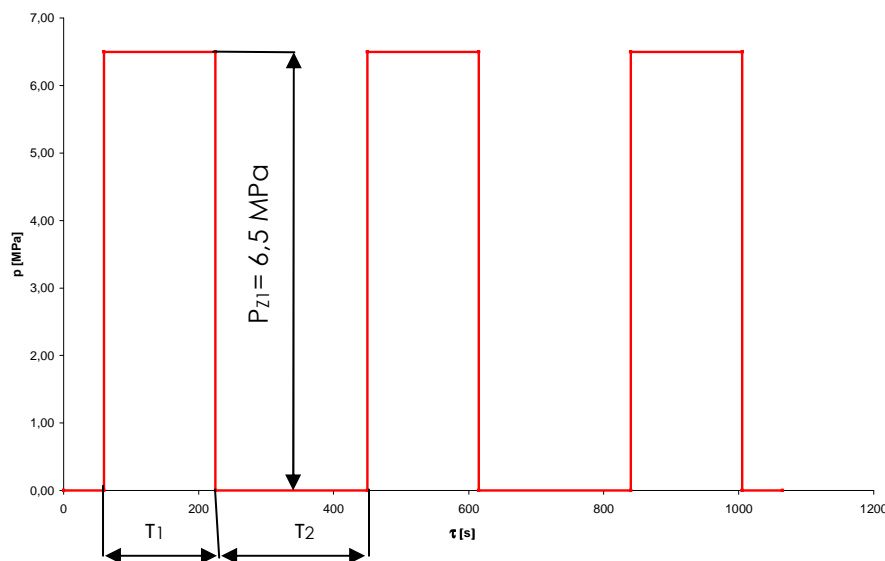
Obr. č. 2.1.5 Časový diagram stavů agregátů a ventilů v průběhu jednoho cyklu

2.2.2 Tepelný tok současné hydraulické soustavy

K výpočtu konečné teploty t_{konc} oleje v nádrži je potřeba znát ekvivalentní příkon P_e , teplosměnnou plochu nádrže S_N a teplotní součinitel k_N . Součinitel prostupu tepla k u stabilních strojů s volným prouděním vzduchu kolem nádrže je $k_N = 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ (podle literatury č. 2).

2.2.3 Ekvivalentní příkon

Hydraulický pohon se vyznačuje pracovním cyklem s jedním intervalem práce $\tau_1 = 165 \text{ s}$, $p_1 = 6,5 \text{ MPa}$, kdy je v činnosti zubový hydrogenerátor, který dodává tlakovou energii pro lineární hydromotory, a jedním intervalem přestávky $\tau_2 = 225 \text{ s}$, $p_2 = 0 \text{ MPa}$, kdy probíhají ostatní technologické procesy.



Obr. č. 2.1.6 Pracovní cyklus hydraulického agregátu

Ztrátový výkon se stanoví z ekvivalentních hodnot z obr. 2.1.6.

$$P_{el} = \sqrt{\frac{P_{z1}^2 \cdot \tau_1 + P_{z2}^2 \cdot \tau_2}{\tau_1 + \tau_2}} = 1857 \text{ W} = 1,857 \text{ KW} \quad (2.1.8)$$

2.2.4 Teplosměnná plocha nádrže

Protože při zvolené velikosti nádrže je její tvar určován konstrukčními možnostmi jejího umístění, omezuje se tepelný výpočet nádrže na zjištění tepla, které je schopna odvést svou teplosměnnou plochou do okolí, tj. zjištění podílu nádrže na celkovou bilanci hydraulické soustavy.

Nádrž je umístěna na podstavci (obr. 2.1.7) ve výšce 250 mm. Teplosměnná plocha

nádrže zaručuje i ochlazování dna, proto se musí započítat do celkové teplosměnné plochy nádrže.



Obr. č. 2.1.7 Hydraulický agregát pro ovládání vodních ventilů

Rozměry nádrže:

- šířka $a = 750 \text{ mm}$,
- délka $b = 400 \text{ mm}$,
- hloubka $h = 550 \text{ mm}$,

$$S_N = 1,8 \cdot (a + b) \cdot h + 1,5(a \cdot b) = 1,589 \text{ m}^2 \quad (2.1.9)$$

Teplo, které nádrž svou teplosměnnou plochou odvede do okolí lze spočítat ze vztahu

$$\phi_N = k_N \cdot S_N \cdot (t_k - t_0) \quad (2.1.10)$$

kde

S_N – teplosměnná plocha nádrže $1,589 \text{ m}^2$

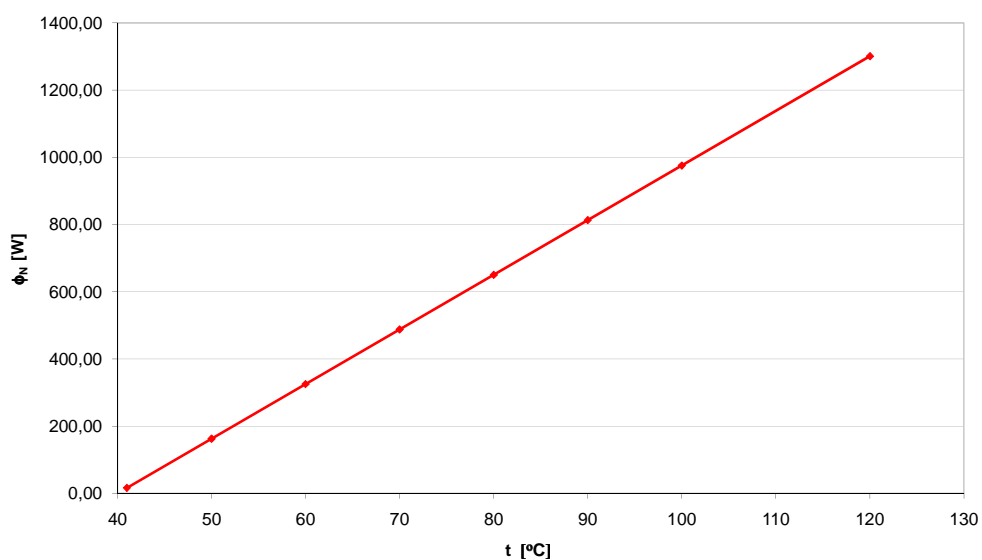
k_N – součinitel prostupu tepla z kapaliny stěnami nádrže do okolí
 $15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

$(t_k - t_0)$ – rozdíl teplot oleje v nádrži a okolního vzduchu $^\circ\text{C}$

Tabulka 2.1.2 Hodnoty tepelného toku odvedeného teplosměnnou plochou nádrže

t	ϕ_N
[°C]	[W]
41	16,27
50	162,68
60	325,35
70	488,03
80	650,70
90	813,38
100	976,05
120	1301,40

Po dosazení hodnot do grafu (obr. 2.1.8) lze usoudit, že odvod tepelného toku teplosměnnou plochou nádrže nelze zanedbat a je jedním z důležitých činitelů konstrukčních řešení.



Obr. č. 2.1.8 Graf odvedeného tepla teplosměnnou plochou nádrže

2.2.5 Konečná teplota nádrže

Pro výpočet konečné teploty soustavy lze použít vztah

$$t_{konc} = t_0 + \frac{\phi_1}{k_N \cdot S_N} = 40 + \frac{1857}{15 \cdot 1,589} = 117,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.1.11)$$

2.2.6 Oteplovací křivka

Proto, aby bylo možné vypočítat ostatní body oteplovací křivky, je nutno znát oteplovací časovou konstantu T . Pro výpočet oteplovací časové konstanty je nutno znát hmotnost oleje v nádrži m_1 , hmotnost nádrže, hydrogenerátoru a prvků $m_2 = 72 \text{ kg}$, měrnou tepelnou kapacitu hydraulického oleje $c_1 = 1,85 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ a měrnou tepelnou prvků hydraulického oleje $c_2 = 0,45 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Objem oleje v nádrži

$$V_N = (a \cdot b \cdot c \cdot \frac{4}{5}) \cdot 1000 = 132 \text{ dm}^3 \quad (2.1.12)$$

Výpočet hmotnosti oleje v nádrži, kde hustota hydraulického oleje OHHM 46 je

$$\rho = 0,98 \cdot 10^3 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$
$$m_1 = V_N \cdot \rho = 129,4 \text{ kg} \quad (2.1.13)$$

Po dosazení

$$T = \frac{c_1 \cdot m_1 + c_2 \cdot m_2}{k_N \cdot S_N} = 11402 \text{ s} = 3,17 \text{ h} \quad (2.1.14)$$

Pro výpočet dalších bodů do grafu (obr. 2.1.10), bude zvolen časový interval 180 s (3min). Základem pro tepelný výpočet je rovnice tepelné rovnováhy.

$$\phi \cdot d\tau = \sum_{i=1}^n m_i \cdot c_i \cdot dt + \sum_{i=1}^n k_i \cdot S_i \cdot \Delta t \cdot d\tau \quad (2.1.15)$$

odtud

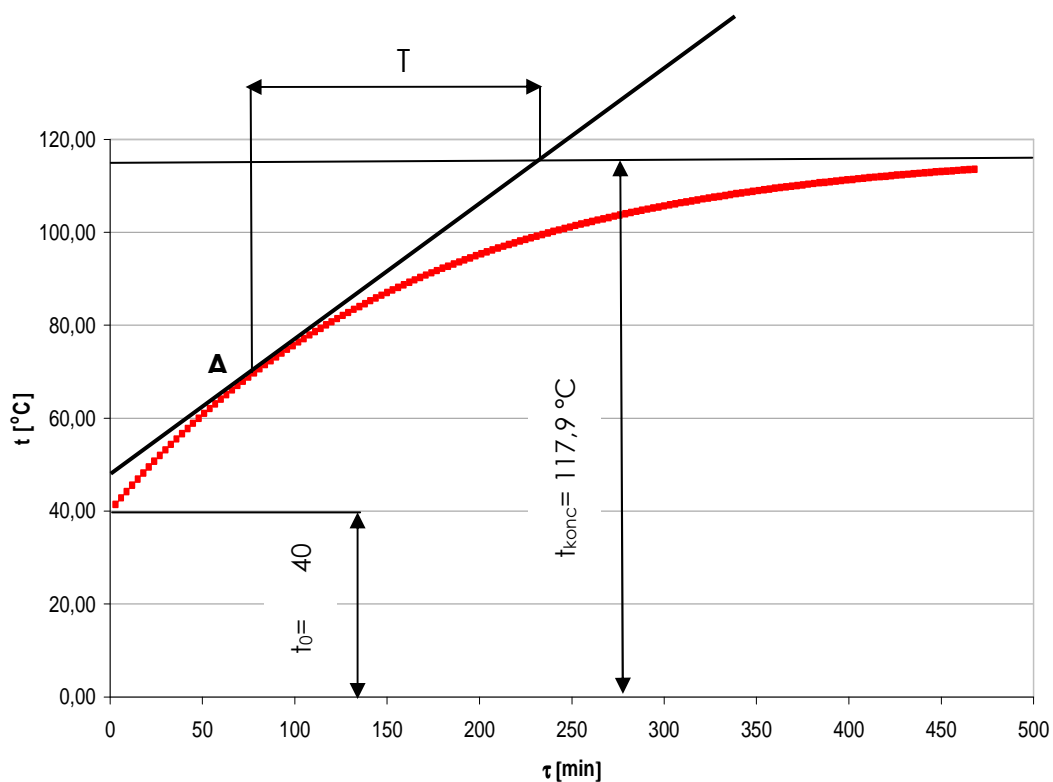
$$t = t_0 + \frac{\phi_1}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{\frac{-\tau}{T}}\right) = 40 + \frac{1857}{15 \cdot 1,589} \cdot \left(1 - e^{\frac{-180}{11402}}\right) = 41,22 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.1.16)$$

Hodnoty tepelného výpočtu se dosadí do tabulky 2.1.3

Tabulka 2.1.3 Hodnoty oteplovací křivky

zahřívání při tlaku 6,5 MPa		
τ	t	τ
[s]	[C°]	[min]
-180	41,22	3
-360	42,42	6
-540	43,60	9
-15480	97,87	258
-15660	98,18	261
-15840	98,49	264
-44280	116,31	738
-44460	116,33	741
-44640	116,36	744

Oteplovací časovou konstantu T lze také určit graficky sestrojením tečny ke křivce v bodě A (obr. 2.1.9)



Obr. č. 2.1.9 Graf tepelného toku při tlaku 6,5 MPa

2.3 Závěr pro současný stav

Závislost teploty na čase ve výsledném grafu (obr. 2.1.9) odpovídá skutečnosti. Během letních měsíců, kdy teplota okolního vzduchu dosahovala $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, musel být agregát po cca 90 minutách provozu vypnut a nádrž zchlazena stlačeným vzduchem.

3 Úprava tepelného toku

V současnosti je v hydraulickém agregátu zvolený nevhodný hydrogenerátor. Řešením je výměna hydrogenerátoru za typ UD 16 A (stejně zástavbové rozměry) a snížení pracovního tlaku. Volbou tohoto řešení se optimalizuje teplota na přípustnou hodnotu.

Tabulka 3.1.1 Parametry zubového hydrogenerátoru UD-16,0

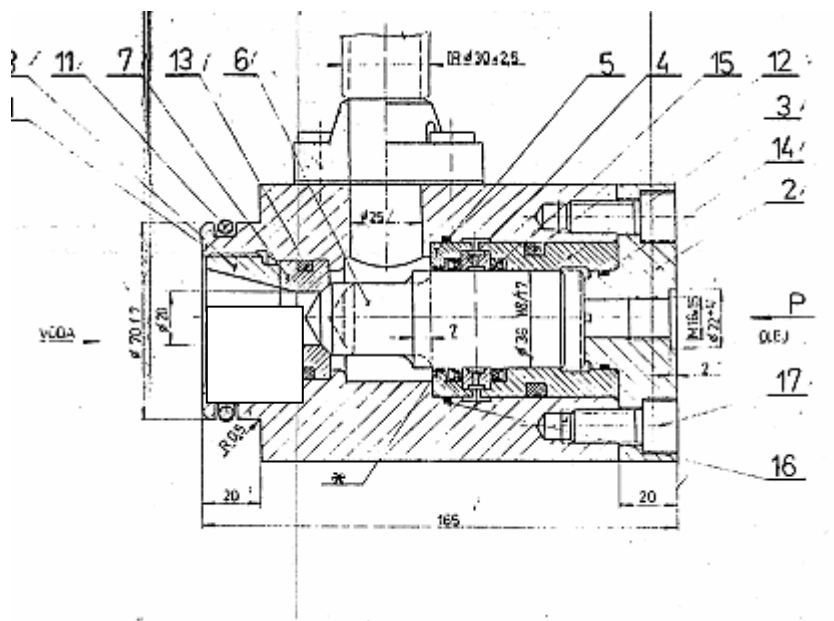
Parametry jmenovité velikosti	Označení	Jednotky	UD-16,0
Jmenovitý geometrický objem	V_g	$[\text{cm}^3]$	16
Otáčky jmenovité	n_n	$[\text{min}^{-1}]$	1500
Otáčky minimální	n_{\min}	$[\text{min}^{-1}]$	450
Otáčky maximální	n_{\max}	$[\text{min}^{-1}]$	3200
Tlak na vstupu maximální	$p_{1\min}$	[bar]	0,5
Tlak na vstupu minimální	$p_{1\max}$	[bar]	-0,3
Tlak na výstupu trvalý	p_{2n}	[bar]	250
Tlak na výstupu maximální	$p_{2\max}$	[bar]	300
Tlak na výstupu špičkový	p_3	[bar]	320
Jmenovitý výstupní průtok (min) při n_n a p_{2n}	Q_n	$[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	22
Maximální výstupní průtok (min) při n_{\max} a $p_{2\max}$	Q_n	$[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	51,58
Maximální příkon při n_{\max} a $p_{2\max}$	P_{\max}	[KW]	30,64
Hmotnost	m	[kg]	5,55

3.1 Vybudování redukčního ventilu

Redukovaný tlak pro odvzdušňovací ventil má být dle výkresové dokumentace nastaven na 2,5 MPa, proto budou výpočty směřovat k tomuto tlaku, aby se ze systému mohl vybudovat tento tlakový ventil, který je částečně také zdrojem zahřívání pracovní kapaliny.

3.2 Úprava dekompresního ventilu

Aby bylo možno snížit pracovní tlak v hydraulickém okruhu, podle rovnice rovnováhy $p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2$ musí být upraven průměr kuželky a pístu dekompresního ventilu d_{vody} , který jako jediný je závislý na tlaku oleje v obvodu, a to poměrem ploch (obr. 3.1.1).



Obr. 3.1.1 Dekompresní ventil

Pro výpočet průměru pracovní plochy pístu se bude počítat s $d_{olej} = 36 \text{ mm}$, pracovním tlakem vody $p_{voda} = 20 \text{ MPa}$ a tlakem oleje $p_{olej} = 2,5 \text{ MPa}$.

$$S_{vody} = \frac{S_{oleje} \cdot p_{oleje}}{p_{vody}} = 1,274 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (3.1.1)$$

$$d_{vody} = \sqrt{\frac{S_{vody} \cdot 4}{\pi}} = 0,0127 \text{ m} = 12,75 \text{ mm} \quad (3.1.2)$$

Průměr dosedacího sedla a pístu se upraví s dostatečnou rezervou na rozměr $d_{vody} = 12 \text{ mm}$

$$P_{vody} = \frac{S_{oleje} \cdot p_{oleje}}{S_{vody}} = 22,5 \text{ MPa} \quad (3.1.3)$$

Z jednoduchého výpočtu je vidět, že průměr pístu d_{vody} zaručí optimální rezervu (2,5 MPa), která zabezpečí bezporuchový chod zařízení.

3.3 Ztrátový výkon hydraulické soustavy po úpravě

Zubový hydrogenerátor UD 16 A má neměnný geometrický objem $V_g = 16 \text{ cm}^3$, pracovní tlak bude nastaven na $p_1 = p_{vp} = 2,5 \text{ MPa}$, otáčky elektromotoru $n = 1100 \text{ min}^{-1}$ a účinnost hydrogenerátoru $\eta_G = 0,90$.

Skutečný objemový průtok hydrogenerátoru UD 16 A

$$Q_{v2} = V_g \cdot n \cdot \eta_G = 1,58 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 2,64 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.1.4)$$

Z objemového průtoku Q_{v16} a nastaveného pracovního tlaku na pojistném ventilu p_{vp} se vypočítá ztrátový výkon P_{zvp} .

$$P_z = p_{pv} \cdot Q_{v2} = 2,5 \cdot 10^5 \cdot 2,64 \cdot 10^{-4} = 660 \text{ W} = 0,66 \text{ KW} \quad (3.1.5)$$

3.3.1 Ekvivalentní příkon

Hydraulický pohon bude pracovat s jedním intervalem práce $\tau_1 = 165 \text{ s}$, $p_1 = 2,5 \text{ MPa}$ a jedním intervalem přestávky $\tau_1 = 225 \text{ s}$, $p_1 = 0 \text{ MPa}$.

$$P_{e2} = \sqrt{\frac{P_{z1}^2 \cdot \tau_1 + P_{z2}^2 \cdot \tau_2}{\tau_1 + \tau_2}} = 429,3 \text{ W} = 0,429 \text{ KW} \quad (3.1.6)$$

3.3.2 Konečná teplota nádrže

$$t_{konc} = t_0 + \frac{\phi_1}{k_N \cdot S_N} = 40 + \frac{429,3}{15 \cdot 1,589} = 58 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.1.7)$$

3.3.3 Oteplovací křivka

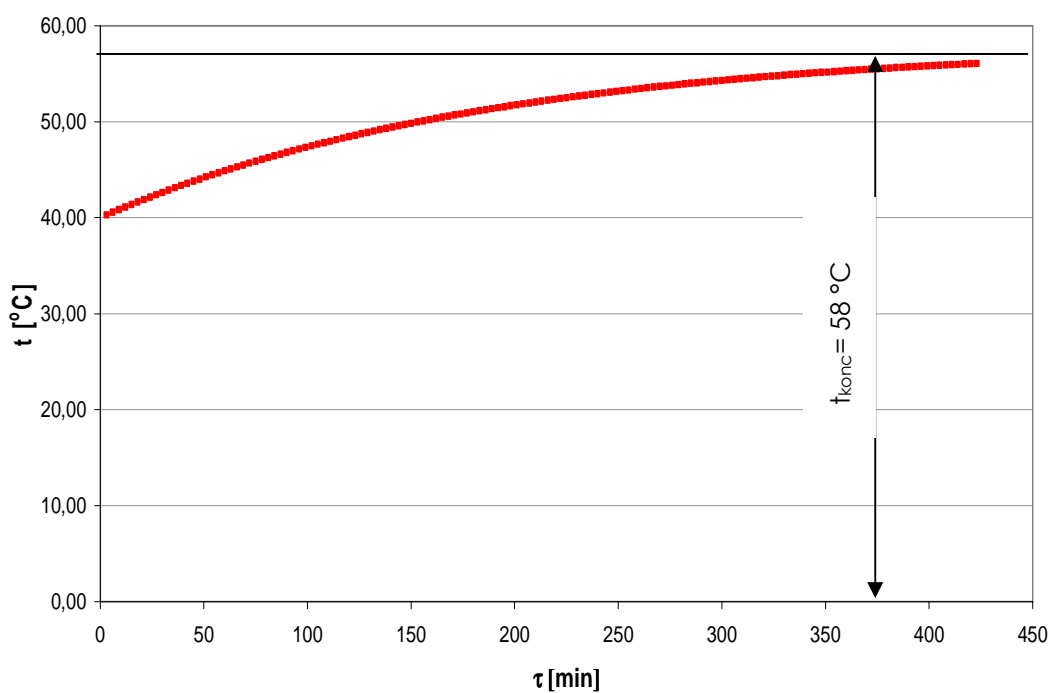
Pro výpočet dalších bodů do grafu (obr. 3.1.2) bude zvolen časový interval 180 s (3min).

$$t = t_0 + \frac{\phi_1}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{\frac{-\tau}{T}}\right) = 40 + \frac{429,3}{15 \cdot 1,589} \cdot \left(1 - e^{\frac{-180}{11402}}\right) = 40,28 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.1.8)$$

Tabulka 3.1.2 Hodnoty oteplovací křivky po úpravě tlaku a hydrogenerátoru

zahřívání při tlaku 2,5 MPa		
τ	t	τ
[s]	[C°]	[min]
-180	40,28	3
-360	40,56	6
-540	40,83	9
-29160	56,62	486
-29340	56,64	489
-29520	56,66	492
-79740	57,99	1329
-79920	58,00	1332
-80100	58,00	1335

Z tabulky 3.1.2 se dosadí hodnoty do grafu (obr. 3.1.2).



Obr. 3.1.2 Graf tepelného toku při tlaku 2,5 MPa

3.4 Závěr technického řešení volbou úpravy tlaku a objemového průtoku

Z tabulky (obr. 3.1.2) je vidět, že teplota hydraulického oleje se po cca 22 hodinách provozu ustálí na teplotě $t = 58\text{ }^{\circ}\text{C}$ a již nebude stoupat.

4 Akumulátor

4.1 Využití akumulované energie

Tak jako v elektrickém obvodu používáme pro shromažďování energie elektrické akumulátory, to samé platí i v hydraulických obvodech. V hydraulických obvodech se akumulátory používají pro tlumení pulsací hydrogenerátoru, tlumení tlakových špiček vznikajících např. uzavřením šoupátka rozvaděče, pokrytí nerovnoměrného odběru pracovní kapaliny, neboli prodloužení pracovního taktu a v neposlední řadě slouží jako konstrukční element zlepšující energetickou bilanci hydraulického obvodu.

V tomto případě se jedná o nerovnoměrný odběr pracovní kapaliny. Je-li nutno u uzavřeného hydraulického systému udržet po delší dobu určitý tlak, je nutno trvale vyrovnávat ztráty spojené s odběrem pracovní kapaliny. K tomuto účelu se používá malý čerpací hydrogenerátor s akumulátorem.

Jakmile se akumulátor vyprázdní a pracovní tlak poklesne na minimální přípustný tlak zařízení, zapne se prostřednictvím tlakového spínače hydrogenerátor a akumulátor se opět naplní. Po dosažení maximálního tlaku se hydrogenerátor automaticky vypne.

4.2 Stavová změna

Při výpočtu hydropneumatického akumulátoru se vychází ze stavové změny plynu v akumulátoru. Ke stejné změně dochází i na straně oleje. Vzhledem k tomu, že při výměně tepla dochází k dějům, které předem nejsou známy, předpokládá se stavová změna buď izotermická nebo adiabatická.

Stav plynu je určen třemi stavovými veličinami - tlakem, objemem a teplotou. Jako

stavovou změnu označujeme změnu dvou nebo všech stavových veličin.

Jestliže hydropneumatický akumulátor přijímá nebo odevzdává tlakovou kapalinu, dojde u plynu k výměně práce. Jestliže se teplota plynu liší od teploty okolí, dojde k výměně tepla. Operace spojené s výměnou práce nebo výměnou tepla lze popsat jako stavovou změnu izobarickou (konstantní tlak), izochorickou stavovou změnu (konstantní objem), izotermickou stavovou změnu (konstantní teplota), adiabatickou stavovou změnu (dokonale tepelně izolovaná soustava) nebo polytropickou stavovou změnu (mezi izotermou a adiabatickou), která bývá nejčastěji aplikována.

4.3 Určení stavové změny

V hydropneumatickém akumulátoru dojde k adiabatické stavové změně, jestliže plnění resp. vyprazdňování trvá tak krátkou dobu, že nemůže dojít k žádné výměně tepla s okolím. V tomto případě nedojde k výměně práce.

K izotermické stavové změně dojde, jestliže plnění nebo vyprazdňování trvá tak dlouho, že dojde k dokonalé výměně tepla s okolím. Při této stavové změně také dojde k výměně práce s okolím.

Při plnění nebo vyprazdňování dochází k čistě izotermické nebo adiabatické stavové změně pouze zřídka, tj. u plynu nedojde ani k dokonalé výměně tepla, ani není soustava s plynem dokonale tepelně izolovaná. U této stavové změny, kterou označujeme jako polytropickou, dochází proto kromě výměny práce také více či méně k výměně tepla.

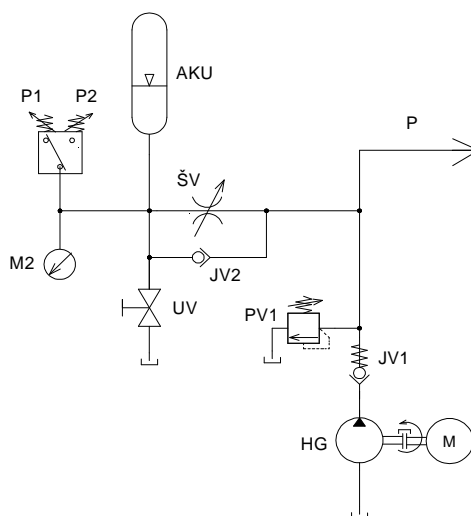
Doba cyklu vyprazdňování nebo plnění hydropneumatického akumulátoru v tomto případě bude kratší než 1 minuta, proto se bude jednat o stavovou změnu adiabatickou, kde mocnitel pro plyn, resp. dusík je $n = 1,4$ (podle literatury č. 6).

4.4 Výpočty pro stanovení velikosti akumulátoru

V hydraulickém obvodu jsou prvky, které vykazují určitý únik pracovní kapaliny netěsností, čili mají určitou svodovou propustnost. Tyto drobné úniky budou zahrnuty do rezervního objemu V_R což je zhruba 0,2 až 0,5 součtu V_1, V_A .

Potřebujeme-li v hydraulické soustavě udržet po delší dobu konstantní tlak, bylo by trvalé zapojení hydrogenerátoru neekonomické. Kromě toho u zdroje tlaku neregulačního hydrogenerátoru vzniká průtokem kapaliny tlakovým ventilem tepelný tok, který nepříznivě ovlivňuje pracovní režim mechanismu.

Zapojíme-li do obvodu hydropneumatický akumulátor (obr. 4.1.1), můžeme v potřebném čase τ udržet tlak v rozmezí $p_2 - p_1$. Potřebný užitečný objem akumulátoru bude proto součet objemů lineárních hydraulických pohonů.



Obr. 4.1.1 Hydraulické schéma hydropneumatického akumulátoru

4.4.1 Výpočty užitečných objemů

Užitečný objem pracovní kapaliny, který je základem výpočtů, bude součet objemů, a to plnicího ventilu V_p , dekompresního ventilu V_D a odvzdušňovacího ventilu V_{OD} .

Plnicí ventil:

- Průměr pístu $d = 90 \text{ mm}$,
- Zdvih pístu $l = 70 \text{ mm}$,

$$V_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = 4,45 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 0,445 \text{ dm}^3 \quad (4.1.1)$$

Dekompresní ventil:

- Průměr pístu $d = 36 \text{ mm}$,
- Zdvih pístu $l = 7 \text{ mm}$,

$$V_D = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = 7,125 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 0,007 \text{ dm}^3 \quad (4.1.2)$$

Odvzdušňovací ventil:

- Průměr pístu $d = 25 \text{ mm}$,
- Zdvih pístu $l = 15 \text{ mm}$,

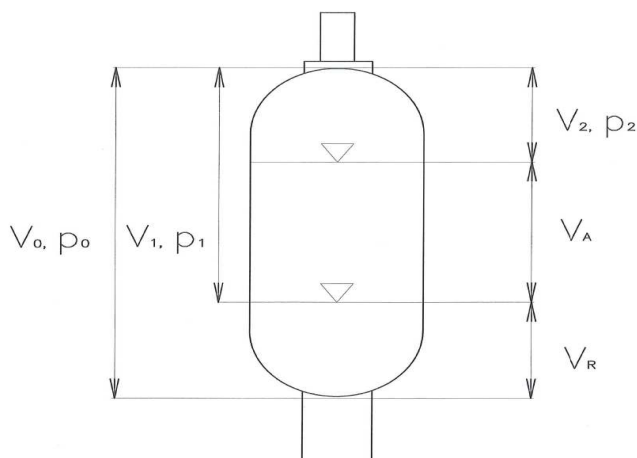
$$V_{OD} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = 7,363 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 0,007 \text{ dm}^3 \quad (4.1.3)$$

Celkový užitečný objem

$$V_A = V_D + V_P + V_{OD} = 0,459 \text{ dm}^3 \quad (4.1.4)$$

4.4.2 Výpočty celkového objemu akumulátoru

Podle obrázku (obr. 4.1.2) je celkový objem akumulátoru V_0 roven součtu objemu plynu V_2 , užitečného objemu V_A , jemuž odpovídá nejvyšší tlak p_2 a nejnižší tlak p_1 , a rezervnímu objemu V_R .



Obr. 4.1.2 Plynový akumulátor

4.4.3 Stanovení velikosti akumulátoru

Pro stavovou změnu z počátečního stavu daného tlakem $p_1 = 6,5 \text{ MPa}$ a objemem plynu V_{p1} do stavu daného tlakem $p_2 = 9,0 \text{ MPa}$ a objemu plynu V_{p2} platí

$$p_1 \cdot V_{p1}^n = p_2 \cdot V_{p2}^n \Rightarrow p_1 \cdot (V_2 + V_A)^n = p_2 \cdot V_{p2}^n \quad (4.1.5)$$

dále

$$V_{p2} + V_A = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_{p2} \Rightarrow V_A = \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] V_{p2} \quad (4.1.6)$$

odtud

$$V_2 = \frac{V_A}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1} \quad (4.1.7)$$

po dosazení známých hodnot:

- užitečný objem $V_A = 0,459 \text{ dm}^3$,
- nejnižší tlak $p_1 = 6,5 \text{ MPa}$,
- nejvyšší tlak $p_2 = 9 \text{ MPa}$,
- adiabatický exponent $n = 1,4$,

lze vypočítat objem plynu V_2

$$V_2 = \frac{V_A}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1} = 1,83 \text{ dm}^3 \quad (4.1.8)$$

a následně celkový objem akumulátoru V_0

$$V_0 = V_2 + V_A + V_R = V_2 + V_A + ((V_2 + V_A) \cdot 0,2) = 2,65 \text{ dm}^3 \quad (4.1.9)$$

4.4.4 Určení akumulátoru

Z katalogu výrobce vybereme akumulátor s nejbližší vyšším objemem případně akumulátor s objemem rovným alespoň využitelnému objemu kapaliny V_A a doplněný

tlakovými láhvemi dusíku.

4.5 Software Accumulator Simulation

HYDAC - Pre-selection

Pressure data [bar]

max. working pressure ☐ 90.00

min. working pressure ☐ 65.00

Precharge pressure ☐ 58.50

Volume data [L]

Differential volume ☒

Accumulator volume ☐ 2.400

Temperature data [°C]

Min. operating temp. ☒ 40

Max. operating temp. ☐ 60

Pre-charge temperature ☐ 20

Results at 40 °C

Differential volume [L] 0.392

Pressure ratio 1.4 : 1

Precharge press. [T?] [bar] 63.11

Gas type N2

Flow direction

☒ Discharging

☐ Charging

Cycle type

☒ adiabatic [fast]

☐ isothermal [slow]

Calculation

OK Cancel Suggested accum.

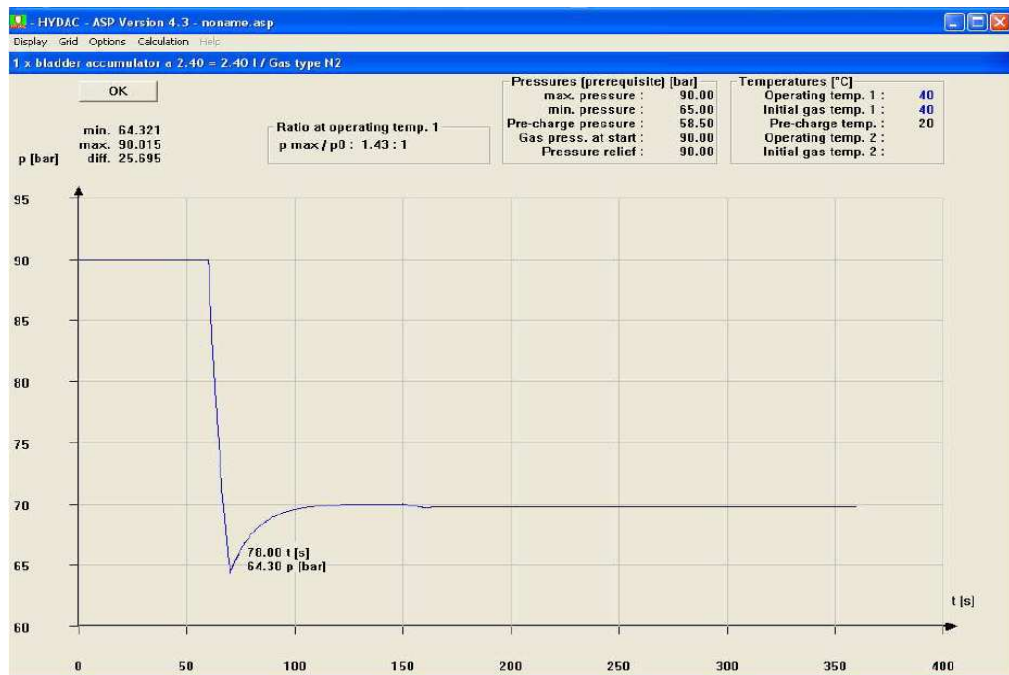
Obr. 4.1.3 Hlavní nastavovací okno programu Accumulator Simulation

Předchozí odvozené rovnice platí pouze pro ideální plyny, kterým přísluší ideální chování. Všechny plyny, i dusík, vykazují zejména při vysokých tlacích odchylky od ideálního chování, viz doplnění hodnot do programu Accumulator Simulation (obr. 4.1.3).

Průběh skutečného chování označujeme jako chování reálných plynů. Matematický vztah mezi veličinami (p , T , V) lze vyjádřit přibližnými závislostmi. Aby se zjednodušilo používání složitých vztahů v praxi, zavádějí se různé programy (v daném případě program Accumulator Simulation od fa Hydac), který používá různé korekční součinitele.

4.5.1 Diagram p - V

Z diagramu (obr. 4.1.4) lze vyčíst, že skutečný matematický výpočet, v kterém je použit adiabatický exponent $n = 1,4$, se liší od výpočtu programu Accumulator Simulation, kde program použije exponent $n = 1,55$.



Obr. 4.1.4 Diagram p-V

4.5.2 Diagram t-T

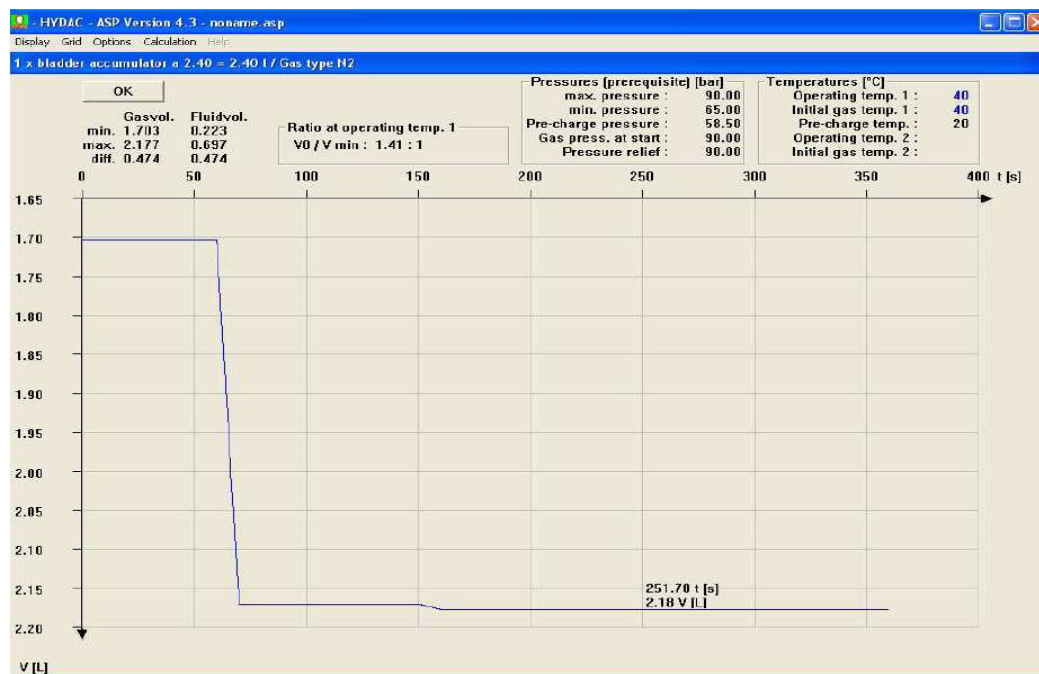
Z diagramu (obr. 4.1.5) lze vyčíst průběh teploty plynu. Při vyprazdňování akumulátoru se plyn (dusík) rozpíná a tím dochází k ochlazení až na 17 °C a naopak při stlačení plynu dojde ohřevu zpět na 40 °C. Tento děj se dá popsat jako adiabatická změna stavu, při které se nepřivádí ani neodvádí teplo.



Obr. 4.1.5 Diagram t-T

4.5.3 Diagram t-V

Další výhodou programu Accumulator Simulation je vykreslení diagramu (obr. 4.1.6), který naznačí průběh dodávky pracovní kapaliny z akumulátoru v závislosti na čase.



Obr. 4.1.6 Diagram t-V

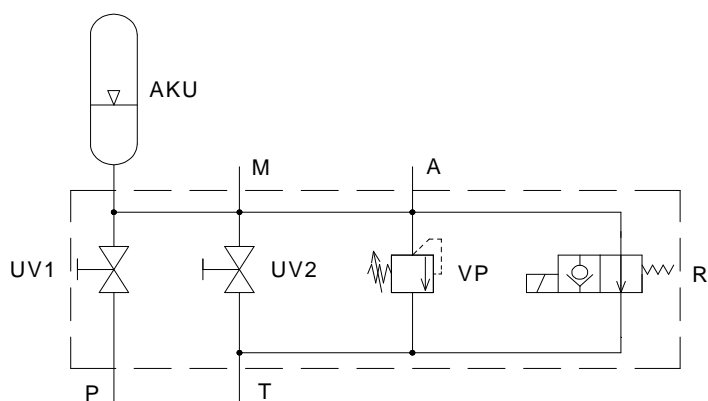
4.6 Bezpečnostní a uzavírací blok

Podle normy DIN 24 552 musí být každý akumulátor opatřen bezpečnostním a uzavíracím blokem. Vstupní blok se montuje do spodního otvoru víka akumulátoru. Zapojení vstupního bloku je uvedeno na obr. 4.1.7. Současně je na tomto obrázku znázorněno jedno z možných připevnění. Třmen opásává akumulátor a připevňuje ho k nosiči - výlisku z plechu.



Obr. 4.1.7 Bezpečnostní a uzavírací blok

V dnešní době musí mít každý výrobce akumulátorů atest pro nastavení pojistných ventilů. Pojistný ventil se nastaví na požadovaný tlak a výrobcem zaplombuje. Schematické zapojení bezpečnostního a uzavíracího bloku je uvedeno na obr. 4.1.8.



Obr. 4.1.8 Schematické zapojení bezpečnostního a uzavíracího bloku

UV1 - hlavní uzavírací ventil, UV2 – vypouštěcí ventil, VP – pojistný ventil, R – odlehčovací rozvaděč
M – přípoj pro manometr, A – přípoj pro tlakový spínač

4.7 Závěr technického řešení volbou plynového akumulátoru

Z katalogu výrobce v tomto případě fa Hydac se zvolí plynový akumulátor, typ SB 330 P 2.5 A 1/112 A-330 AI, jako kompletní set s bezpečnostním blokem. Obvod je dále opatřen tlakovým spínačem, který zapne hydrogenerátor v okamžiku, kdy tlak pracovní kapaliny v akumulátoru klesne pod dovolenou mez, v tomto případě $6,5 \text{ MPa}$. Na obr. 4.1.5 je vidět, že nebude docházet k navýšení teploty oleje, tzn. teplota pracovní kapaliny se ustálí na teplotě okolí.

5 Chladič

5.1 Popis a využití chladiče

V ustáleném režimu práce hydraulických okruhů je tepelná hodnota závislá na rovnováze ztrátového výkonu a teplosměnné plochy nádrže. Pokud se nám olej v nádrži ochlazuje, teplosměnná plocha je příliš velká, v opačném případě zahřívání oleje je teplosměnná plocha příliš malá. V praxi existuje jen málo zařízení, u kterých lze tuhle rovnováhu zajistit.

Jako chladicí medium se nejčastěji používá voda nebo vzduch. Pokud potřebujeme odvést velké množství tepla, které nám vzniká mařením tlakové energie kapaliny proti místním odporům, je nejvhodnější řešení zvolit chladicí medium vodu. Vodní chladiče jsou však konstrukčně a finančně náročné a ne vždy máme přívod chladicí vody. Pro mobilní a menší hydraulické okruhy nám postačí vzduchové chladiče, které se vyznačují svou jednoduchostí a rychlou montáží, u nás velmi rozšířeny vzduchové chladiče oleje fa Olaer obr. 5.1.1.

Z předchozího řešení vychází, že teplosměnná plocha nádrže není dostačující pro odvod tepelného toku, který vzniká přeměnou tlakové energie kapaliny přes pojistný ventil, proto bude zapotřebí použít jako další řešení pro optimalizaci teploty chladič. Pro tento případ se bude volit vzduchový chladič, jelikož chladicí kapalina, která se může použít je silně znečištěná a do okruhu by se muselo zabudovat ještě filtrační zařízení pro vodní okruh.

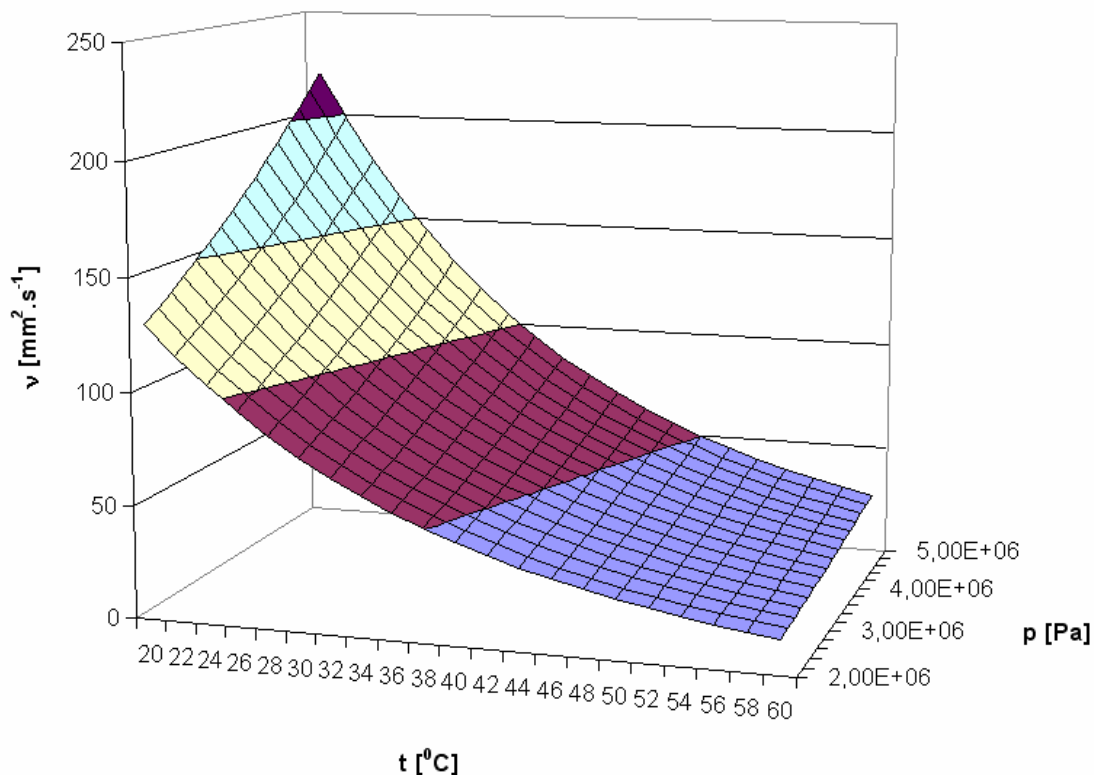


Obr. 5.1.1 Vzduchový chladič oleje Olaer LAC 2

U vzduchového chladiče obr. 5.1.1 je chladicí medium vzduch, který je uváděn do pohybu ventilátorem. V tomto případě pohání ventilátor elektromotor. Pracovní kapalina je přiváděna do příčně uložených trubek, které jsou ochlazovány proudem vzduchu vháněným ventilátorem. Tento druh ochlazování se nazývá výměník s příčným proudem.

5.2 Závislost viskozity na tlaku a teplotě

Změna viskozity má podstatný vliv na správnou funkci hydraulického mechanismu, protože viskozita kapalin je silně závislá na teplotě. Pokud v hydraulickém systému dochází k zahřívání pracovní kapaliny, viskozita klesá a dochází k tlakovým a průtokovým ztrátám. V neposlední řadě klesá únosnost mazacího filmu a hrozí např. zadření hydrogenerátoru. U pracovních kapalin viskozita s tlakem roste, ale pokud obvod nepracuje v oblastech vyšších tlaků nad 100 MPa, o této závislosti neuvažujeme. (podle literatury č.1). Na obr. 5.1.2 lze vyčíst průběh viskozity v žádaném teplotním rozmezí.



Obr. 5.1.2 Graf závislosti na tlaku a teplotě

5.2.1 Výpočet pro určení chladiče

Proto, aby se mohl navrhnout vhodný typ chladiče, je potřeba znát ztrátový výkon hydraulického zařízení P_Z , chladicí výkon chladiče ϕ_{CHL} , tepelný tok nádrže ϕ_N , teplosměnnou plochu nádrže S_N , součinitel prostupu tepla nádrže k_N a rozdíl teploty Δt . Teplota vzduchu musí být nejvyšší možná teplota, což v našem případě je t_{VZD} $40^\circ C$, a teplota oleje nesmí překročit t_{OLEJ} $60^\circ C$.

Výpočet tepelného toku nádrže (vyzáření tepla), při známém součiniteli prostupu tepla $k_N = 15$ a teplosměnné ploše nádrže $S_N = 1,0845 m^2$.

$$\phi_{N1} = k_N \cdot S_N \cdot \Delta t = 15 \cdot 1,0845 \cdot (60 - 40) = 325 W \quad (5.1.1)$$

Výpočet chladicího výkonu ϕ_{CHL} (tepelný tok chladiče) při známém ekvivalentním tepelném toku hydraulického agregátu $P_e = \phi = 1,857 KW$.

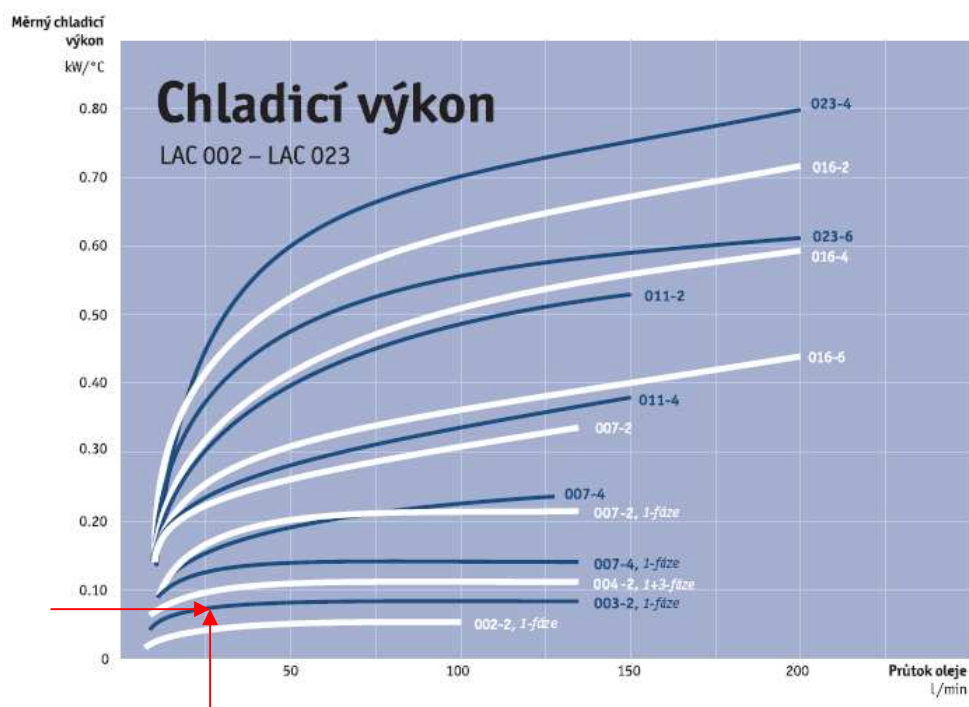
$$\phi_{CHL} = \phi - \phi_N = 1857 - 325 = 1532 \text{ W} \quad (5.1.2)$$

Výpočet měrného chladicího výkonu q_{CHL} (měrný tepelný tok).

$$q_{CHL} = \frac{\phi_{CHL}}{\Delta t} = \frac{1532}{20} = 76,6 \text{ W} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} = 0,077 \text{ KW} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \quad (5.1.3)$$

5.2.2 Diagram měrného chladicího výkonu

V hydraulických zařízeních mobilních strojů a pro chlazení menších výkonů jsou u nás velmi rozšířeny vzduchové chladiče oleje, vyráběné firmou OLAER. Výrobce uvádí diagram obr. 5.1.3, do kterého se vynesou vypočtená hodnota měrného chladicího výkonu q_{CHL} a průtoku oleje chladičem Q_V . Průsečík obou hodnot určí křivku vhodného chladiče.



Obr. 5.1.3 Diagram pro určení chladiče

5.2.3 Určení chladiče

Vzduchové chladiče jsou vyráběny ve dvou variantách. Do první skupiny pod označením „LAC“ spadají chladiče poháněné elektromotorem a do druhé skupiny označené „LOC“ chladiče poháněné hydromotorem. Pro danou aplikaci je vhodný vzduchový chladič „LAC“, který bude připojen za pojistný ventil a před fitrem, čímž se

docílí optimalizace teploty pracovní kapaliny a zároveň se nepřeruší filtrace media.

V katalogu výrobce dosadíme hodnoty do grafu obr. 5.1.3 a určíme chladič. Nejbližší křivka, která protíná průsečíky zadaných hodnot, určuje vzduchový chladič pod typovým označením LAC 2 003-2-D-60-T50-D.

Další výhodou je možnost objednání interního pojistného ventilu, sloužícího jako tlaková pojistka proti protržení chladiče, termostatu pro regulaci teploty pracovní kapaliny a v neposlední řadě drátěné síťoviny jako ochrany proti pronikání nečistot mezi žebrování chladiče.

5.2.4 Diagram tlakové ztráty

Do diagramu obr. 5.1.4 se vynese průtok oleje chladičem Q_v a v místě, kde nám protne křivku zvoleného chladiče, lze vyčíst tlakovou ztrátu. V daném případě bude tlaková ztráta cca 0,015 MPa a tuto tlakovou ztrátu lze zanedbat.



Obr. 5.1.4 Diagram tlakové ztráty

5.2.5 Software Calculation Program for Air/Oil Coolers

Většina výrobců dnes již používá programy pro určení správné velikosti chladiče. Není tomu ani jinak u firmy Olaer, která používá software Calculation Program for Air/Oil Coolers. S využitím tohoto programu lze velice rychle spočítat a navrhnout správný typ vzduchového chladiče. Do hlavního nastavovacího okna (obr. 5.1.5) dopíšeme hodnoty jako je druh pracovní kapaliny, průtok Q_v , maximální teplotu pracovní kapaliny a okolního vzduchu. Zvolením ikony *New*, program přepočítá a vybere nejvhodnější chladič. Nedílnou výhodou tohoto programu jsou i výkresy sestavy (obr. 5.1.6), s hlavními rozměry vzduchového chladiče. Tuto možnost určitě ocení každý konstruktér při návrhu chlazení.

Oiltech AB (Ver 3.01)

File About

Cooler selection

Cooler type

- ☒ Oiltech LAC, A.C. motor
- ☐ Oiltech LDC, D.C. motor
- ☐ Oiltech LHC, hydraulic motor
- ☐ Oiltech LOC, cooling system

Oiltech LAC 002-2-C

Subject to technical alterations.

Selected

New

Type of oil

ISO VG 46

Oil flow

26,0 l/min

Max. oil temperature

48 °C

Air temperature

40 °C

Heat dissipation

0,08 kW

Altitude

235,0 m

Calculated data

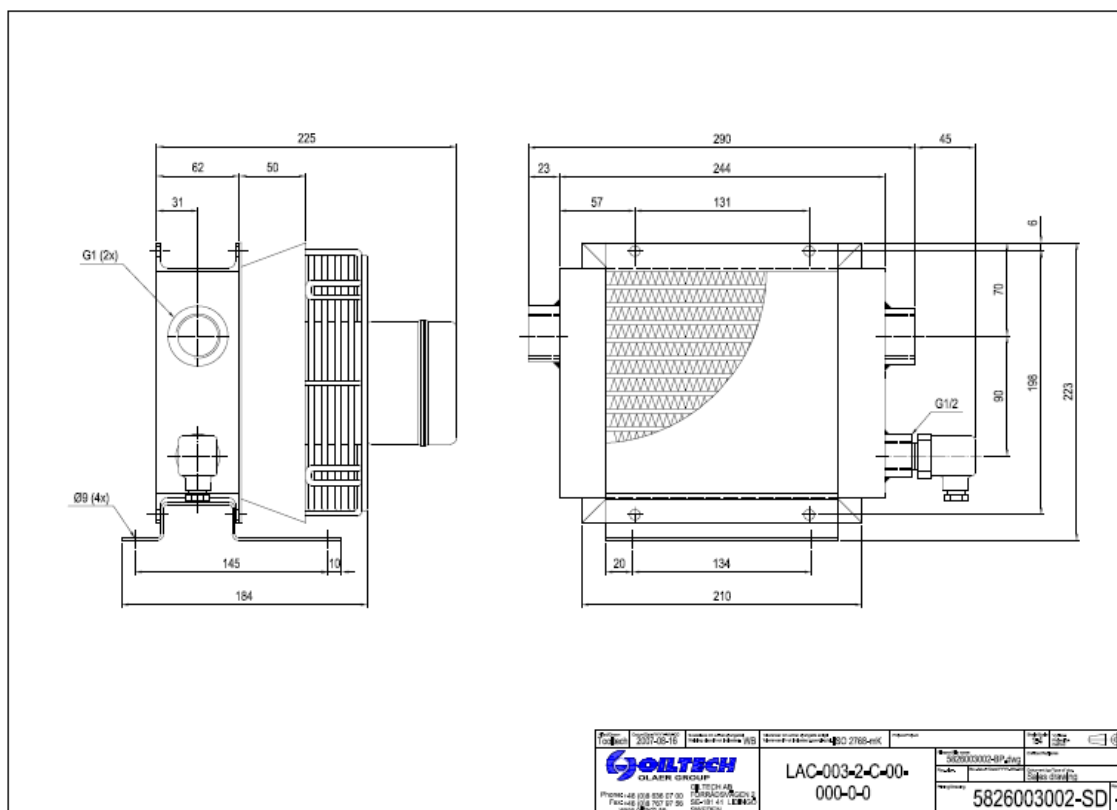
Inlet oil temperature	44 °C
Outlet oil temperature	43 °C
Outlet air temperature	41 °C
Spec. heat dissipation	0,04 kW/°C
Oil pressure drop	0,19 bar
Air flow	0,06 m³/s
Motor capacity	0,05 kW
LpA, 1 m	50 dB(A)
Protection standard, motor	IP 55

Cooler type	Spec. heat dissipation	Inlet oil temperature	LpA, 1 m	Oil pressure drop
Oiltech LAC 003-2-C	0,07 kW/°C	44 °C	61 dB(A)	0,15 bar
Oiltech LAC 004-2-C	0,08 kW/°C	44 °C	63 dB(A)	0,15 bar
Oiltech LAC 004-2-D	0,08 kW/°C	44 °C	63 dB(A)	0,15 bar
Oiltech LAC 007-4-C	0,11 kW/°C	43 °C	65 dB(A)	0,17 bar
Oiltech LAC 007-2-C	0,16 kW/°C	43 °C	79 dB(A)	0,17 bar

Copyright© 1988-2007 Oiltech AB

Start Cooler selection Capacity calculation Dimensions Language

Obr. 5.1.5 Hlavní nastavovací okno softwaru Calculation Program for Air/Oil Coolers



Obr. 5.1.6 Výkres sestavy vzduchového chladiče LAC

5.3 Závěr technického řešení volbou vzduchového chladiče

Pomocí softwaru Calculation Program for Air/Oil lze vybrat vzduchový chladič LAC 2 003-2-D-60-T50-D. V hlavním nastavovacím okně je uvedena teplota τ 43 °C, která udává teplotu při nepřetržitém provozu chladiče. Pro energetickou úsporu lze systém ještě doplnit o termostat, který bude elektromotor chladiče zapínat a vypínat v rozmezí teplot 45-55 °C.

6 Závěr

Tato bakalářská práce je zaměřena na návrh optimalizace teploty pracovní kapaliny lisu 500 t, vodní strana, jejíž hydraulický agregát je instalován v ArcelorMittal Tubular Products Ostrava a.s. V hydraulickém agregátu je používán hydraulický olej Lotos OHHM 46 a v celé bakalářské práci jsem počítal s nejvyšší možnou teplotou okolí v tovární hale, a to 40 °C. Úkolem bylo najít alespoň tři vhodná řešení pro odvod tepelného toku, ke kterému dochází při přeměně tlakové energie v tepelnou přepouštěním tlaku oleje přes pojistný ventil.

Jako první řešení optimalizace teploty pracovní kapaliny jsem navrhl zubový hydrogenerátor s nižším objemovým průtokem pracovní kapaliny. Úpravou pracovních ploch dekompresního ventilu je možné snížit pracovní tlak oleje, který je jako jediný přímo závislý na tomto tlaku. I přes snížení objemového průtoku a pracovního tlaku bude stále docházet k přeměně tlakové energie v tepelnou, ale díky tomuto řešení tepelný tok nepřesáhne přijatelnou hranici 58 °C. Výhodou tohoto řešení jsou nízké pořizovací náklady a zároveň bezproblémový chod zařízení.

V dalším řešení je navržen přerušovaný chod hydraulického agregátu, zabudováním plynového akumulátoru a tlakového spínače. V navrhovaném řešení je obvod opatřen tlakovým spínačem, který zapne hydrogenerátor v okamžiku, kdy tlak pracovní kapaliny v akumulátoru klesne pod dovolenou mez, v tomto případě 6,5 MPa. Po doplnění akumulátoru olejem a dosažení maximálního tlaku 10 MPa, bude hydrogenerátor vypnut. Takto dimenzovaný hydraulický obvod vykazuje jak velmi dobrou energetickou bilanci, tak optimální teplotu, která se ustálí na teplotě okolí. Nevýhodou tohoto řešení je nákladný zásah do systému a zvýšené kvalifikační nároky na pracovníky údržby.

V třetím řešení je navržen vzduchový chladič, který bude zabudován mezi pojistným ventilem a odpadním filtrem, čímž se docílí optimalizace teploty pracovní kapaliny dosahující maximálně 43 °C a zároveň se nepřerušuje filtrace media. Za hlavní nevýhodu tohoto řešení pokládám zvýšené energetické nároky.

Z uvedených tří zkoumaných variant je z technicko-ekonomického pohledu efektivní první řešení, při kterém jsou výhodou nejen nízké pořizovací náklady, ale také skutečnost, že je možné provést úpravy velmi rychle, což umožní udržet prakticky nepřetržitý provoz lisu 500t.

Děkuji tímto za odborné vedení a rady Ing. Eriku Stonawskému, Ph.D. a za cennou pomoc v oblasti návrhu technického řešení.

7 Použitá literatura

- [1] DVOŘÁK, L. *Vlastnosti tekutin*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 62 s.
- [2] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanizmy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 156 s. 2. vydání, ISBN 978-80-248-0856-7.
- [3] KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1994. 171s. 1. vydání, ISBN 80-7078-137-8.
- [4] NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanizmů*. Ostrava: VŠB-TU, Ostrava, 1995. 166 s. 1. vydání, ISBN 80-7078-297- 8.
- [5] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 156s. 2. vydání, ISBN 978-80-248-0857-4.
- [6] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150. 2. vydání, ISBN 978-80-248-1827-6.
- [7] PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanizmy*. Praha: SNTL Praha, 1986. 230s.
- [8] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. 336 s. 1. vydání, ISBN 80-7078-297-8.
- [9] Norma DIN 24 552
- [10] <http://www.boschrexroth.cz>
- [11] <http://www.hydac.cz>
- [12] <http://www.jihostroj.com/cz>
- [13] <http://www.olaer.cz>

Firemní literatura:

Argo-Hytos, Hydac, Jihlavan Jihlava, Olaer, Rexroth Bosh Group.

8 Seznam příloh

- P 1 Výkresová sestava „Dekompresní ventil úprava“
- P 2 Technický výkres „Kuželka“
- P 3 Technický výkres „Sedlo“
- P 4 Schéma hydraulického agregátu „Úprava čerpadlo“
- P 5 Schéma hydraulického agregátu „Úprava akumulátor“
- P 6 Schéma hydraulického agregátu „Úprava chladič“